

УДК 621.313.322

ОПТИМИЗАЦИЯ МАССЫ И РАЗМЕРОВ ЭЛЕМЕНТОВ НЕАКТИВНОЙ ЗОНЫ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ С ВОЗДУШНОЙ СИСТЕМОЙ ОХЛАЖДЕНИЯ

В. В. КузьминУкраинская инженерно-педагогическая академия, г. Харьков
ул. Университетская, 16, г. Харьков, Украина. E-mail: t.spat@rambler.ru**В. В. Шевченко**Национальный технический университет «ХПИ», г. Харьков
ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, Украина. E-mail: zurbagan@mail.ru**А. Н. Минко**ГП «Электротяжмаш», г. Харьков
просп. Московский 299, г. Харьков, Украина. E-mail: alexandr.minko@list.ru

На основании анализа неактивной части турбогенераторов с воздушной системой охлаждения предложен подход к оптимизации массогабаритных параметров одного из элементов конструкции – приставных коробов. Составлен перечень мероприятий, направленных на оптимизацию отдельных элементов неактивной зоны турбогенератора с воздушной системой охлаждения, в частности, приставных коробов.

Ключевые слова: турбогенератор с воздушным охлаждением, массогабаритные параметры, приставной короб.

THE OPTIMIZATION OF MASS AND SIZES OF NONACTIVE AREA ELEMENTS IN AIR COOLING TURBOGENERATORS

V. KuzminUkrainian Engineering-pedagogical Academy
ul. University, 16, Kharkov, Ukraine. E-mail: t.spat@rambler.ru**V. Shevchenko**National technical university of «KPI»
ul. Frunze, 21, Kharkov, Ukraine. E-mail: zurbagan@mail.ru**A. Minko**State enterprise «Elektrotyazhmash»
prosp. Moscow, 299, Kharkov, Ukraine. E-mail: alexandr.minko@list.ru

On the basis of analysis of nonactive part of air cooled turbogenerators approach is offered to optimization mass and sizes of one of elements of construction, attached baskets. The list of such measures for some elements of nonactive area of air cooled turbogenerator made, in particular, for attached baskets.

Key words: air cooled turbogenerator, mass, sizes, attached basket.

ОПТИМІЗАЦІЯ МАСИ ТА РОЗМІРІВ ЕЛЕМЕНТІВ НЕАКТИВНОЇ ЗОНИ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ ІЗ ПОВІТРЯНОЮ СИСТЕМОЮ ОХОЛОДЖУВАННЯ

В. В. КузьмінУкраїнська інженерно-педагогічна академія, м. Харків
вул. Університетська, 16, м. Харків, Україна. E-mail: t.spat@rambler.ru**В. В. Шевченко**Національний технічний університет «ХПІ»
вул. Фрунзе, 21, м. Харків, Україна. E-mail: zurbagan@mail.ru**О. М. Мінко**ДП «Електроважмаш», м. Харків
просп. Московський, 299, м. Харків, Україна. E-mail: alexandr.minko@list.ru

На підставі аналізу неактивної частини турбогенераторів із повітряною системою охолодження запропонований підхід до оптимізації масогабаритних параметрів одного з елементів конструкції – приставного коробу. Складено перелік заходів, що спрямовані на оптимізацію окремих елементів неактивної зони турбогенератора з повітряною системою охолодження, зокрема, приставних коробів.

Ключові слова: турбогенератор із повітряним охолодженням, масогабаритні параметри, приставний короб.

АКТУАЛЬНОСТЬ РАБОТЫ. Современные техническо-экономические требования, предъявляемые к энергетическому оборудованию электрических станций, в условиях рыночной экономики стимулируют острую необходимость повышения уровня конкурентоспособности производимых турбоагрегатов. Одним из основных показателей конкурентоспособности турбогенераторов (ТГ) с воздушной системой охлаждения являются массогабаритные показатели его неактивной части [1].

Проведенный анализ показал значительное несоответствие показателей использования конструкци-

онных материалов в неактивной зоне ТГ отечественного производства аналогичным показателям зарубежных. Отечественные ТГ намного тяжелее, а, значит, они становятся неконкурентоспособными на мировом рынке.

Целью работы является анализ элементов неактивной зоны машины на предмет оптимизации их геометрии (размеров и веса) – корпуса ТГ, приставных коробов, наружных щитов, подшипниковых узлов и т.д. для снижения массогабаритных показателей ТГ.

МАТЕРИАЛ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ. Следует помнить, что массогабаритные характеристики конструкций ТГ [2] с воздушной системой охлаждения имеют жесткую связь с технологическими операциями, которые определяют затратность производства, коэффициент использования материала и связаны прямо пропорционально. Снижение материалоемкости следует вести по каждому из элементов неактивной зоны ТГ.

Рассмотрим возможность снижения массогабаритных показателей ТГ на примере оптимизации конструкции и выбора материалов для одного из основных элементов конструкции его неактивной зоны, которыми (после корпуса статора) являются приставные корпуса.

В ТГ с воздушной системой охлаждения приставные корпуса служат несущим корпусом для крепления некоторых функциональных узлов: вентилятора, внутреннего маслоуловителя, промежуточных щитов, обтекателей, выводных элементов обмотки и т.д. Боковые полости коробов содержат так называемые колодцы для установки воздухоохладителей, а к верхней и/или нижней части со стороны контактных колец обычно присоединяют коробку выводов. Эскиз исследуемого корпуса приведен на рис. 1.

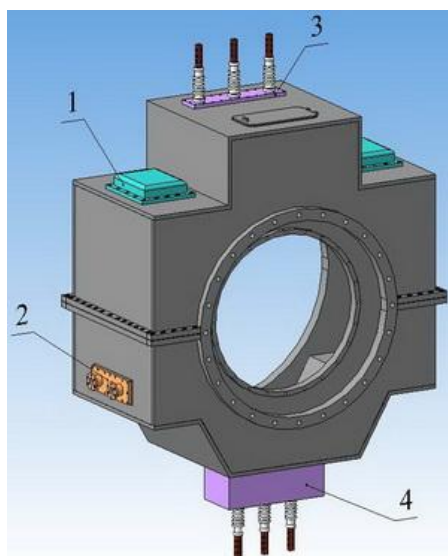


Рисунок 1 – Эскиз конструкции приставного корпуса ТГ с замкнутой воздушной системой вентиляции: 1 – воздухоохладитель;

2 – трубопроводы подачи/слива воды;

3 – коробка нулевых выводов; 4 – коробка фазных выводов

По результатам анализа технической документации (конструкторской, расчетной, экспериментальной), современных технических требований и условий проектирования, а также многолетнего опыта производства крупных электрических машин, определим направления оптимизации массогабаритных параметров приставных коробов [2, 3]:

1. Оптимизацию отдельных элементов конструкции следует проводить путем уменьшения площади сечения детали, но без существенного изменения

площади её рабочего (функционально необходимого) сечения.

2. Снижение рабочих габаритов сборочного узла необходимо осуществлять с учетом соблюдения баланса усложнения конструкции и увеличения трудоемкости производственных и монтажных работ по созданию узла.

3. Следует оценить возможность, для снижения массогабаритных показателей, замены материалов несущих элементов без нарушения их функциональных параметров. При этом надо постоянно контролировать экономические показатели – стоимость вновь используемых материалов, чтобы после замены себестоимость не превысила выигрыш от даже многократного снижения массогабаритных параметров.

4. Оптимизацию массогабаритных параметров необходимо проводить с сохранением эффективности компоновки сопрягаемых функциональных узлов: коробки выводов, теплообменников, наружного щита, трубопроводов и т.д. В случае изменения конструкции отдельных элементов следует осуществлять оправданные конструктивные изменения (например, установление дополнительных ребер жесткости), сопровождая их обязательными дополнительными механическими, вибрационными расчетами.

5. При проведении оптимизации следует использовать возможности современных технологий обработки металлов. Например, следует отказаться от использования для заготовок деталей поковок, заменить их листовой сталью той же марки, которая может дать лучшие весовые показатели.

6. Для рассматриваемого корпуса оптимизацию массогабаритных параметров боковых полостей следует производить за счет максимального использования рабочей поверхности газоохладителей, их пространственного расположения и улучшения контроля холодных и горячих потоков воздуха.

В соответствии с вышеперечисленными требованиями, сформулируем предложения по изменениям базовой конструкции приставных коробов ТГ с воздушной системой охлаждения:

1. Снизить толщину наружных стенок корпуса от 30 до 22 мм, внутренних перегородок, которые не являются несущими, а только разделяют потоки воздуха от 24 до 16 мм, внутренних ребер жесткости то 30 до 22 мм, толщину присоединительных фланцев от 70 до 50 мм (с уменьшением диаметров соединительных болтов);

2. Переместить коробку нулевых проводов в нижнюю часть корпуса, что позволит уменьшить габариты «надстройки» над корпусом.

3. Минимизировать размеры деталей, устанавливаемых в приставной короб (вентилятор, маслоуловители промежуточных щитов, диффузор и т.д.), путем более эффективного расчета их геометрии и способа сопряжения сборочных узлов.

4. Необходимо оптимизировать компоновку теплообменного устройства с корпусом.

Теплообменным устройством ТГ является газоохладитель (рис. 2). Главные размеры охладителя имеют жесткую зависимость от его рабочих габаритов – площади теплосъема, которая зависит от количества, пространственной транспозиции и материала трубок охлаждения, а также от конструкции их оребрения. На рис. 3 представлен фрагмент трубки

охлаждения (выполняемой из мельхиора или алюминия), со спиральным оребрением из медной проволоки, успешно применяемой на заводе «Электротяжмаш». Параметры и транспозиция в пространстве трубок с проволочной навивкой (семейство трубок ВТИ на ГП «Электротяжмаш») показаны в табл. 1.

Таблица 1 – Рабочие параметры трубок семейства ВТИ

Тип трубки	Наружный диаметр трубки, м	Внутренний диаметр трубки, м	Высота оребрения, м	Расстояние между трубками в ряду, м	Расстояние между рядами трубок, м
ВТИ'	0,019	0,017	0,01	0,0346	0,032
ВТИ''	0,015	0,013	0,008	0,036	0,027
ВТИ'''	0,012	0,010	0,007	0,032	0,022

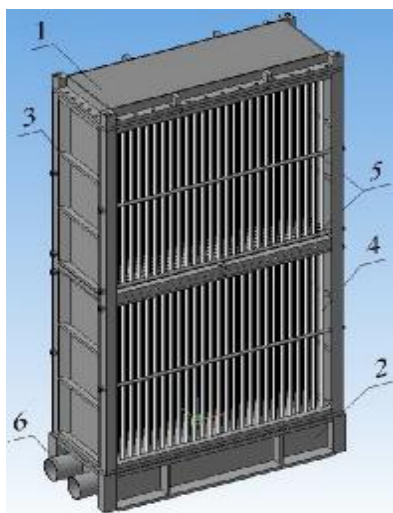


Рисунок 2 – Газоохладитель турбогенератора с воздушной системой охлаждения: 1 – верхняя крышка; 2 – нижняя крышка; 3 – рамы; 4 – трубки охлаждения; 5 – стяжные шпильки; 6 – место слива/подачи воды

Расчеты по оптимизации геометрии боковых элементов конструкции приставных коробов путем более эффективного использования рабочих габаритов воздухоохлаждающих проводились на базе программы Fahrenheit v.1.0. Метод и алгоритм расчет, особенности использования и функциональность программы изложено в [5].

Проведенные расчеты позволили выбрать воздухоохладитель другой конструкции по сравнению с применяемым ранее.

В табл. 2 приведены данные сравнительного анализа технико-функциональных параметров и геометрии базового и предлагаемого охладителя.

Предлагаемые охладители (табл. 2), обеспечивают следующие эксплуатационные показатели:

- повышение температуры на выходе из охладителя от +45 до +48 °С, что приведет к повышению температуры в самом горячем месте генератора (средняя часть сердечника статора) от +98 до +110 °С при максимально допустимых +120 °С для установленного класса нагревостойкости изоляции; т.е. мы находимся в зоне допустимых значений температур;

- необходимо снижение температуры конденсата, подаваемого на охладитель, от +37 до +33 °С,

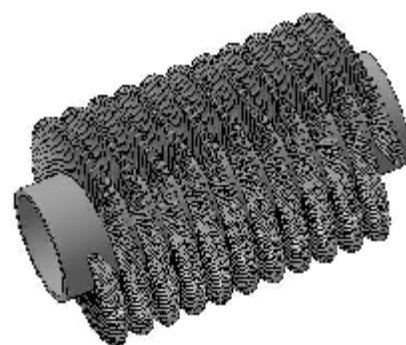


Рисунок 3 – Фрагмент трубки воздухоохладителя с проволочной навивкой

при минимально допустимой температуре +30 °С. Важно, что при этом разность температур газа и воды не совпадает с «точкой росы» (запотевание трубок исключено).

- Возможно снижение расхода охлаждаемого газа от 60 до 55 м³/с за счет повышения газоплотности потоков, подходящих к охладителю, т.е. за счет минимизации объема газа, исключения вихревых потоков, проходящих по контуру охлаждения генератора, минуя теплообменник;

- повышение расхода конденсата подаваемого на охладитель от 400 м³/час (100 м³/час на один воздухоохладитель) до 480 м³/час (120 м³/час на один воздухоохладитель); что приведет к повышению скорости воды в трубках охлаждения с 1,3 до 1,92 м/с при максимально допустимой 1,9–2,1 м³/с;

- обеспечение необходимого запаса теплоотдачи. Согласно ГОСТ EN 305–2001, необходимо заложить 5 % запаса на каждый охладитель (на четыре охладителя 20 %), что изменит существующий запас от 26 до 20 %, т.е. будет выполнена минимизация заложенного резерва до нормативно допустимого.

Таблица 2 – Сравнительный анализ технико-функциональных параметров охладителей

Технико-функциональные параметры	Ед. изм.	Воздухоохладитель:	
		базовый	оптимизированный
1. Исходные данные			
Мощность генератора	МВт	120	200
Отводимые потери	кВт	1332	2420
Количество охладителей в генераторе	шт.	4	4
Количество секций охладителей	шт.	16	16
Количество секций охладителей, соединенных по воде последовательно	шт.	4	4
Тип трубки	—	ВТИ'	ВТИ'
Число ходов газа	шт.	1	1
2. Расчетные данные			
Температура газа, выходящего из охладителя	°С	+45	+48
Температура входящей в охладитель воды	°С	+37	+33
Расход газа	м ³ /с	60	55
Расход воды на четыре охладителя	м ³ /ч	400	480
Эффективная длина трубки	м	2,265	1,85
Число трубок в ряду одной секции охладителя	шт	13/14	8/9
Число рядов в одной секции охладителя	шт	7	9
Запас теплоотдачи	%	26,04	20,18
3. Показатели массы и габаритов			
Масса одного охладителя	т	2,230	1,840
Габариты одного охладителя	м	2,55×1,37×0,54	2,11×1,085×0,54
Объем одного охладителя	м ³	1,887	1,237
4. Удельные показатели массы и габаритов на единицу мощности генератора			
Удельная масса охладителей	кг/кВт	0,073	0,037
Удельный объем охладителей	м ³ /МВт	0,063	0,025

– изменение конструкции нижней крышки охладителя (разделение секций теплообменника) позволит уменьшить рабочие габариты и, как следствие, объем и массу ТГ.

Компонуя оптимизированный воздухоохладитель с приставными коробами ТГ, значительно снижены габариты и масса боковых частей короба (колodцы газоохладителя). На рис. 4,а изображено размещение воздухоохладителя в коробе базовой модели ТГ, на рис. 4,б – размещение нового газоохладителя. Оптимизация массогабаритных параметров боковых частей короба выполнена на основании следующих соображений (рис. 4).

Пусть a_i и b_i – тангенциальный и радиальный размеры приставного короба, тогда a_i' и b_i' – тангенциальный и радиальный размеры воздухоохладителя.

Зависимость радиального размера приставного короба от геометрии воздухоохладителя выглядит следующим образом (м):

$$b_i = 2b_i' + d_B + C_p, \quad (1)$$

где d_B – диаметр рабочего колеса центробежного вентилятора, м;

C_p – характеристика величины зазоров в местах сопряжения деталей в радиальном направлении, м.

Тогда зависимость тангенциального размера составляет (м):

$$a_i = a_i' + h_K + h_{II} + C_T, \quad (2)$$

где h_{II} – тангенциальный размер перепуска газа на вентилятор (расстояние между стенкой наружного щита и внутреннего), после выхода из охладителя, м;

h_K – тангенциальный размер вентиляционного канала, соединяющий статор и приставной короб, м;

C_T – коэффициент, характеризующий величину зазоров в местах сопряжения деталей по тангенциальному направлению, м.

Оптимальная конструкция воздухоохладителей, разработанная при помощи расчетных данных программы Fahrenheit v.1.0., и его эффективное расположение в приставном коробе позволили получить тождество, согласно выражениям (1) и (2):

$$a_2 \text{ п } a_1 \text{ и } b_2 \text{ п } b_1$$

Индекс 1 – соответствует базовой модели (до оптимизации), индекс 2 – предлагаемой модели (после оптимизации).

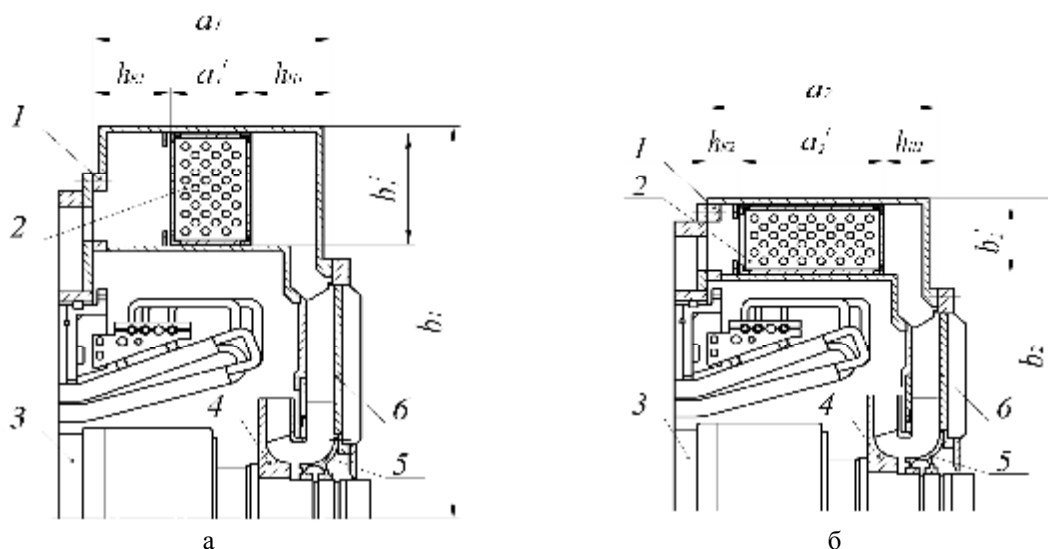


Рисунок 4 – Размещение воздухоохладителя в приставном коробе (вид сверху):

а – базовый вариант; б – вариант после оптимизации.

1 – приставной короб; 2 – воздухоохладитель; 3 – ротор; 4 – центробежный вентилятор; 5 – маслоуловитель; 6 – наружный щит

Таким образом, производя оптимальную разработку теплообменного устройства программой *Fahrenheit v.1.0*, становится возможным снизить массогабаритные показатели боковых частей приставных коробов ТГ за счет уменьшения упомянутых величин a_2 и b_2 .

Предлагаемый комплекс мероприятий позволит сократить массу приставных коробов примерно на 22–24 % и уменьшить габаритные размеры на 18–20 % по сравнению с базовой моделью. При этом мощность увеличена от 120 до 200 МВт.

ВЫВОДЫ: 1. Предложен метод оптимизации массогабаритных параметров неактивных элементов ТГ с воздушной системой охлаждения на примере оптимизации массы и габаритов приставных коробов. При этом была повышена мощность ТГ.

2. Доказано, что эффективное использование рабочих габаритов воздухоохладителей значительно снизит показатели массы и габаритов боковых элементов конструкции приставных коробов.

3. Установлено, что эффективный способ компоновки функциональных узлов (коробки выводов, теплообменников) с приставными коробами, снижает массогабаритные параметры торцевой части, неактивной зоны ТГ.

4. Подтверждена технико-экономическая эффективность разработки инженерных программ с учетом специфики частного проектирования отдельно взятого предприятия-производителя, в сравнении с использованием общепринятых инженерных методик и алгоритмов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кузьмин В.В. Сравнительный анализ технического уровня и конкурентоспособности продукции завода и ведущих зарубежных фирм («Электросила», «Уралэлектротяжмаш», «Альстом», «Сименс» и др.) // Отчет ТХ.111–381. – Харьков: ГП «Электротяжмаш», 2009. – 14 с.

2. Минко А.Н. Массогабаритные параметры турбогенераторов с воздушной и водородной системами охлаждения, как основной показатель конкурентоспособности турбоагрегата // Проблемы машиностроения. – 2010. – № 4. – С. 9–14.

3. Шевченко В.В., Минко А.Н. Сравнительная оценка массогабаритных параметров ТГ с воздушной и водородной системами охлаждения // Вестник НТУ «ХПИ». – 2010. – № 3. – С. 108–112.

4. Кузьмин В.В., Шевченко В.В., Минко А.Н., Об оптимальном использовании материалов и снижении массогабаритных показателей торцевой зоны неактивных частей турбогенераторов // Вестник НТУ «ХПИ». – 2011. – № 6. – С. 106–112.

REFERENCES

1.. Kuzmin V.V. Benchmark analysis technical level and competitiveness to product of the plant and leading foreign companies ("Elektrosila", "Uralelektrotiyazhmash", "Alistom", "Seimens" and d.r.) // Report TH.111-381. – Kharkiv: GP Elektrotiyazhmash 2009. – 14 p. [in Russian].

2. Minko A.N. Massogabaritnye parameters of turbogenerators with air and hydrogen system of the cooling as the leading index to competitiveness turbogenerators // Problems machine building. – 2010. – № 4. – P. 9–14 [in Russian].

3. Shevchenko V.V., Minko A.N., Comparative estimation massogabaritnyh parameter turbogenerators with air and hydrogen system of the cooling // Bulletin NTU "KHPI" – 2010, № 3. – P. 108–112 [in Russian].

4. Kuzimin V.V., Shevchenko V.V., Minko A.N., About optimum use material and reduction massogabaritnyh factors butt end zones of the inactive parts turbogenerators // Bulletin NTU "KHPI" – 2011. – № 6. – P. 106–112 [in Russian].

Стаття надійшла 21.12.2011.

Рекомендовано до друку
д.т.н., проф. Саленком О.Ф.